

УДК 621.658.2 + 62-822

**ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ГІДРОПРИВНОГО МЕМБРАННОГО НАСОСА ПРИ ПЕРЕКАЧУВАННІ ВИСОКОВ'ЯЗКИХ СЕРЕДОВИЩ**

І. В. Коц, В. В. Петрусь, Н. П. Бадьора

*Встановлено залежності для знаходження допустимих значень швидкості руху робочого органу насоса для уникнення явища кавітації, а також встановлено зв'язок між знайденою швидкістю та іншими конструктивними та робочими параметрами мембранного насоса.*

*Установлены зависимости для нахождения допустимых значений скорости движения рабочего органа насоса для избежания явления кавитации, а также установлена связь между найденной скоростью и другими конструктивными и рабочими параметрами мембранного насоса.*

*Dependences for finding of legitimate speed values of pump executive device for avoidance of the phenomenon of cavitation are set. Connection between the found speed and other design parameters and operating characteristic of diaphragm pump is set.*

**Вступ**

Особливості конструкції і принцип дії різних насосів визначають діапазони подачі і напору, в межах яких доцільно використовувати насоси того або іншого типу, та галузі їх застосування. Не зважаючи на досить велику кількість конструкцій насосів, є ряд середовищ, перекачування яких традиційними засобами в ряді випадків неефективне, пов'язане з додатковими витратами або різного роду складнощами. До таких середовищ відносяться високов'язкі, газонасичені, сильно забруднені та такі, що містять велику кількість твердої фази, волокнистих включень тощо.

В установках будівельної промисловості та в інших технологічних установках частіше відбувається перекачування середовищ, в'язкість яких значно більше в'язкості води. Якщо для цього застосовувати звичайні насоси, не розраховані для перекачування спеціальних середовищ, то слід враховувати, що характеристики насоса зміняться. До того ж, від в'язкості середовища залежать всі технічні характеристики насоса – подача, напір і споживана потужність. Збільшуються втрати на тертя, внаслідок цього знижуються подача і напір в оптимальному режимі, що в свою чергу призводить до зменшення абсолютного значення коефіцієнта корисної дії. Часто виникають проблеми при перекачуванні поршневыми насосами і особливо поршневыми дозувальними насосами рідин з дуже високою в'язкістю. При цьому насос може зовсім припинити подачу рідини, оскільки втрати в підвідному трубопроводі можуть зрости настільки, що всмоктування або зовсім припиниться, або буде відбуватися з неефективним використанням робочого об'єму [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій**

При перекачуванні високов'язких середовищ, швидкість руху робочого органу – поршня з мембраною, під час такту всмоктування повинна бути такою, щоб задовольняти умову нерозривності потоку, тобто умову безкавітаційної роботи насоса, і, відповідно, забезпечувати максимальне використання робочого об'єму насосної камери. Така умова може виконуватись тільки в тому випадку, коли тиск під час всмоктування буде більшим за тиск насиченої пари  $p_t$  перекачуваного середовища при конкретних значеннях температури. Отже, швидкість руху поршня з мембраною  $V$  не повинна перевищувати деякого критичного значення швидкості  $V_{кр}$ . Тому виникає задача встановити залежності для знаходження допустимих значень цієї швидкості, які можна використати для практичних розрахунків насосів, що перекачують різного роду високов'язкі середовища. Причому для забезпечення цієї швидкості потрібен привод насоса, який дозволить плавну зміну вихідних параметрів і робочих характеристик насосного агрегату – гідроімпульсний привод з автоматичним блоком керування. Переваги цього приводу детально описані нами в роботах [2, 3].

Значення  $V_{кр}$  можна знайти для заданого діаметра, і, відповідно, площі живого перерізу  $f_{кл}$  всмоктувальної лінії, згідно з рекомендаціями щодо швидкості руху рідини у всмоктувальному та

нагнітальному трубопроводі, які наведені в табл. 1 [4, С. 103]. Проте зазначені значення швидкостей є наближеними і не враховують зміни всіх фізичних властивостей перекачуваного середовища.

Крім того, як вже зазначалося, від в'язкості середовища залежать технічні характеристики насоса. Залежність подачі мембранного насосного агрегату від динамічної в'язкості перекачуваного середовища (ПС) показана на рис. 1 [5, С. 22].

Враховуючи те, що максимальне розрідження під час такту всмоктування виникає на початку руху поршня з мембраною [6, 7] і те, що на початковому етапі швидкість руху поршня з мембраною досягає певного максимального значення  $V_{max}$ , можна записати умову  $V_{max} < V_{кр}$ .

Таблиця 1  
Рекомендовані швидкості руху для в'язких середовищ

| В'язкість рідини |                            | Швидкість, м/с             |                             |
|------------------|----------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| $E^0$            | $\nu$ , см <sup>2</sup> /с | всм.т.<br>трубо-<br>провід | нагніт.<br>трубо-<br>провід |
| 1 ... 2          | < 0,115                    | 1,5                        | 2,5                         |
| 2 ... 4          | 0,115 ... 0,277            | 1,3                        | 2,0                         |
| 4 ... 10         | 0,277 ... 0,725            | 1,2                        | 1,5                         |
| 10 ... 20        | 0,725 ... 1,46             | 1,1                        | 1,2                         |
| 20 ... 60        | 1,46 ... 4,39              | 1,0                        | 1,1                         |
| 50 ... 120       | 4,39 ... 8,78              | 0,8                        | 1,0                         |

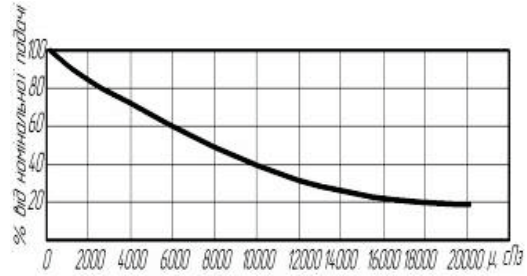


Рис. 1. Залежність подачі мембранного насосного агрегату від динамічної в'язкості ПС

### Формулювання мети і задач

Для відзначення особливостей розрахунку мембранних насосів, що перекачують високов'язкі речовини, з врахуванням їх в'язкості та інших фізичних властивостей, як критерій була вибрана швидкість руху робочого органу насоса. Тому поставлено задачу встановити залежності для знаходження допустимих значень цієї швидкості, а також встановлення зв'язку між знайденою швидкістю та іншими конструктивними та робочими параметрами мембранного насоса. Встановлені залежності можуть бути використані в проектних розрахунках насосів подібного призначення, що дозволить проводити перекачування високов'язких середовищ із запобіганням виникненню кавітації під час процесу всмоктування ПС.

### Результати досліджень

Критичне значення швидкості, при якому не виникатиме явище кавітації в камері мембранного насосного агрегату можна знайти, приймаючи умову про те, що отвір всмоктувального клапана є малим. Отже, витрата рідини, що надходить у всмоктувальний отвір, може бути розрахована, з врахуванням того, що досліджуваний мембранний насос зануреного типу та того, що у камері максимально допустиме розрідження більше тиску насиченої пари  $p_t$  з деяким запасом  $\Delta p_{зан}$ , за формулою:

$$Q = \mu f_{кл} \sqrt{2[(\rho_t g h_z + p_n) - (p_t + \Delta p_{зан})] / \rho_t}, \quad (1)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати;

$\rho_t$  – густина ПС при температурі  $t$ , кг/м<sup>3</sup>;

$h_z$  – глибина занурення насоса (від вільної поверхні ПС до всмоктувального отвору), м;

$p_n$  – тиск на поверхні ПС, Па;

$p_t$  – тиск насиченої пари при температурі  $t$ , Па;

$\Delta p_{зан}$  – кавітаційний запас, Па.

З іншого боку, витрата рідини що надходить у всмоктувальний отвір зі швидкістю  $V_{всм.тр}$  розраховується за формулою  $Q = V_{всм.тр} \cdot f_{всм.тр}$  і згідно з рівняння нерозривності потоку [7]

$$Q = V_m S_{эф}, \quad (2)$$

де  $V_m$  – швидкість руху мембрани;

Ефективна площа мембрани  $S_{эф}$  залежить від багатьох факторів, зокрема, конструкції, форми мембрани (плоска, тарільчата, конічна, гофрована), довжини її ходу, умов функціонування тощо.

Ефективна площа мембрани не є величиною постійною і змінюється в процесі її переміщення [8], але для інженерних розрахунків можна користуватись формулою

$$S_{ef} = \zeta \pi / 12 (D^2 + Dd + d^2), \quad (3)$$

де  $\zeta$  – емпіричний коефіцієнт, який визначається дослідним шляхом і враховує особливості мембрани та умови її функціонування;

$D$  – діаметр мембрани;

$d$  – діаметр жорсткого центра.

Враховуючи вищевказане і прирівнявши рівняння (1) та (2), отримуємо вираз для знаходження допустимого значення швидкості  $V_M^{don}$ , при якому не виникатиме явище кавітації в камері мембранного насоса:

$$V_M^{don} = S_{ef}^{-1} \mu_{фкз} \sqrt{2[(\rho_l g h_3 + p_n) - (p_t + \Delta p_{зан})] / \rho}. \quad (4)$$

Критична швидкість  $V_{кр}$  відрізняється від допустимої швидкості  $V_M^{don}$  тільки тим, що при знаходженні  $V_{кр}$  не враховується величина кавітаційного запасу  $\Delta p_{зан}$ .

Відомо, що густина, в'язкість та тиск насиченої пари для кожної рідини залежить від температури [7], тому для використання формули (4) необхідно враховувати температуру ПС.

Зокрема, залежність густини від температури виражається такою формулою [7]:

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_t(t - 20)}, \quad (5)$$

де  $\rho_{20}$  – густина рідини при температурі 20 °С, кг/м<sup>3</sup>;

$\beta_t$  – коефіцієнт температурного розширення, °С<sup>-1</sup>.

Згідно з дослідженнями, які були проведені проф. І. А. Чарним [4], коефіцієнт витрати зменшується зі збільшенням в'язкості, тому на основі таких досліджень В. П. Гайдуковим було запропоновано залежності, що дозволяють визначити коефіцієнт витрати при різних значеннях кінематичної в'язкості [4, С. 191] (табл. 2).

Таблиця 2  
**Залежність коефіцієнта витрати  $\mu$  рідини від її кінематичної в'язкості**

| Кінематична в'язкість $\nu$ , см <sup>2</sup> /с | Коефіцієнт витрати $\mu$   |
|--|----------------------------|
| $\nu < 0,69$                                     | $\mu = 0,457(1,43 - \nu)$  |
| $\nu = 0,69 \div 5,5$                            | $\mu = 0,021(17 - \nu)$    |
| $\nu = 5,5 \div 150$                             | $\mu = 0,00156(160 - \nu)$ |

Коефіцієнт кінематичної в'язкості, як зазначалось вище, є також величиною, що залежить від температури. Числові значення в'язкості рідин при різних температурах визначаються або експериментальним шляхом, або за допомогою емпіричних залежностей. В [9] наведені рекомендації щодо розрахунку динамічної в'язкості від температури різними методами, наприклад, методами Томаса, Орріка та Ербара, Ван-Вельцена

і Кардозо тощо. Зокрема для деяких полярних рідин (рідини, молекули яких значною мірою зв'язані між собою) Махія і Стейрс запропонували рівняння, що дає можливість знайти динамічну в'язкість рідини в залежності від температури [9, С. 394]:

$$\lg \eta_L = A' + \frac{B'}{T - T'}, \quad (6)$$

де  $\eta_L = \nu \rho_l$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, сПз;

$T$  – температура ПС, °К;

$A'$ ,  $B'$ ,  $T'$  – константи, які приймаються з довідникової літератури, наприклад, з [9, С. 398].

Для знаходження тиску насиченої пари при конкретному значенні температури ПС  $t$ , можна використати рівняння Антуана у формі десятичного логарифма [10, С. 6]

$$\lg p_t = A - \frac{B}{C_A + t}, \quad (7)$$

$$\text{або при } C_A = 0 \quad \lg p_t = A - \frac{B}{273 + t}; \quad (8)$$

та натурального логарифма [9, С. 173]

$$\ln p_t = A_1 - \frac{B_1}{T + C_1}, \quad (9)$$

де  $p_t$  – тиск насиченої пари, мм. рт. ст. (1 мм. рт. ст. = 133,3 Па);

$A, B, C_A, A_1, B_1, C_1$  – константи рівняння Антуана;

$t$  – температура ПС,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T$  – температура ПС,  $^{\circ}\text{K}$ .

Тиск насиченої пари розчинів можна визначити, використовуючи закон Рауля [9, С. 269; 10, С. 7]: тиск насиченої пари розчину є сумою добутоків значень тиску насиченої пари кожного компонента розчину на мольну частку цього компонента в розчині, а саме:

$$p_{tp} = \sum p_{ti} \chi_i, \quad (10)$$

де  $p_{tp}$  – тиск насиченої пари розчину, мм. рт. ст.;

$p_{ti}$  – тиск насиченої пари  $i$ -го компонента розчину, розрахований за формулами (7-9), мм. рт. ст.;

$\chi_i$  – мольна частка  $i$ -го компонента в розчині.

Константи рівняння Антуана вибирають для конкретного рівняння (7-9) з довідникової літератури, наприклад, для рівнянь (7), (8) – з [10, С. 20], для рівняння (9) – з [9, С. 534]. Застосування констант Антуана обмежене тими діапазонами температур, для яких вони рекомендовані авторами вказаної довідникової літератури і використовувати рівняння Антуана поза рекомендованими інтервалами некоректно.

Величина кавітаційного запасу  $\Delta p_{зан}$  в рівнянні (4) може бути визначена згідно з такою залежністю [7]:

$$\Delta p_{зан} = p_{всм} + \frac{\rho_t V_{всм}^2}{2} - p_t, \quad (11)$$

де  $p_{всм}$  – тиск на вході в насос;

$V_{всм}$  – швидкість у всмоктувальному трубопроводі.

Частота подвійних ходів повинна бути такою, при якій робота мембранного насоса, особливо при перекачуванні високов'язких середовищ, буде безкавітаційною, тобто в процесі всмоктування не виникатиме відриву мембрани від ПС. Така умова буде виконуватись тільки в тому випадку, коли швидкість руху мембрани під час здійснення такту всмоктування не буде перевищувати значення допустимої швидкості  $V_{кр}$  (4).

Встановлено, що частота ходів мембранного насоса залежить від продуктивності приводної гідросистеми [11]. Тоді максимальна величина продуктивності гідросистеми, яка забезпечуватиме швидкість меншу за  $V_{кр}$  може бути розрахована за формулою:

$$Q_{nmax} = V_{кр} f_{роб}. \quad (12)$$

За визначеною згідно з (12) величиною продуктивності приводної гідросистеми встановлюємо максимальне теоретичне значення частоти подвійних ходів  $n_{теор}$ :

$$n_{теор} = \frac{Q_{nmax}}{W_n}, \quad (13)$$

де  $W_n = f_{роб} l$  – максимальний об'єм поршневої порожнини гідроциліндра.

З іншого боку, частота подвійних ходів повинна забезпечити необхідну продуктивність мембранного насоса  $Q$ . Тоді необхідна частота  $n_n$  може бути знайдена згідно з такою залежністю, з урахуванням наведених вище формул:

$$n_n = \frac{Q}{W_p \eta_{об}}, \quad (14)$$

де  $W_p = S_{ef} \cdot l$  – робочий об'єм, що заповнюється технологічною рідиною протягом одного робочого циклу (без врахування недозаповнення),  $\text{м}^3$ ;

$\eta_{об} = Q_{ф} / Q_{м.сеп}$  – відношення фактичної подачі  $Q_{ф}$  до теоретичної  $Q_{м.сеп}$ , тобто об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса;

$l$  – хід мембрани, м.

Якщо частота подвійних ходів, що знайдена за (13), буде менша ніж необхідна, яка розрахована за (14) ( $n_{теор} < n_n$ ), то необхідно уточнювати значення критичної швидкості  $V_{кр}$ :

$$V_{кр_{уточн}} = \frac{Q}{S_{еф}}. \quad (15)$$

Отже, необхідно уточнити значення площі живого перерізу всмоктувального трубопроводу  $f_{кв}$ , величину якої необхідно збільшити в  $k = V_{кр_{уточн}} / V_{кр}^{-1}$  разів.

### Висновки

- Розглянуто особливості розрахунку гідроприводного мембранного насоса при перекачуванні високов'язких середовищ з врахуванням їх фізичних властивостей. Встановлено залежності для знаходження допустимих значень швидкості, що дозволяє забезпечити безкавітаційний режим роботи насоса при перекачуванні високов'язких середовищ, а також встановлено зв'язок між знайденою швидкістю та іншими конструктивними та робочими параметрами мембранного насоса. Запропоновані залежності можуть бути використані в проектних розрахунках насосів подібного призначення.

### Використана література

1. Насосы: справочное пособие / [Бадеке К., Градевальд А., Хундт К.-Х. и др.]; пер. с нем. В. В. Малюшенко, М. К. Бобка. – М.: Машиностроение, 1979. – 502 с.
2. Петрусь В. В. Насос з гідравлічним приводом для перекачування високов'язких нафтопродуктів з резервуарів та відстійників / В. В. Петрусь // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 4 (9). – С. 23-26.
3. Патент на корисну модель № 45361U Україна, МПК<sub>8</sub> F04B 43/06. Гідропривідний мембранний насос / Коц І. В., Петрусь В. В.; заявник і власник патента Вінницький національний технічний університет. – № u200904792; заявл. 05.05.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21.
4. Гайдуков В. П. Гідравліка / Гайдуков В. П. – М.: Госоптехиздат, 1996. – 300 с.
5. Насосное оборудование Tarflo. Воздушные мембранные насосы [Електронний ресурс]. Режим доступу: [http://www.tarflo.com.ru/leaflets/membrannye\\_nasosi.pdf](http://www.tarflo.com.ru/leaflets/membrannye_nasosi.pdf).
6. Кукоба А. Т. Гідропривідний розчинонасос подвійної дії: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.02 / Кукоба Анатолій Тихонович. – Полтава, 2000. – 195 с.
7. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід / В. Р. Кулінченко. – К.: Фірма "Інкос", 2006. – 616 с.
8. Рыбак А. Т. Моделирование и оптимизация гидромеханических систем мобильных машин и технологического оборудования: дис. ... доктора техн. наук.: 05.02.02 / Рыбак Александр Тимофеевич. – Краснодар, 2007. – 302 с.
9. Рид Р. Свойства газов и жидкостей: справочное пособие / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд; пер. с англ. под ред. Б. И. Соколова. – 3-е изд. – Л.: Химия. – 1982. – 592 с.
10. Мухаметшин Ф. Ф. Методические указания по определению выбросов загрязняющих веществ в атмосферу из резервуаров / Ф. Ф. Мухаметшин, Б. Ш. Иофик, Ю. Л. Мазель. – М.: Госкомэкологии РФ, 1997. – 29 с.
11. Петрусь В. В. Експериментальні дослідження гідроприводного мембранного насоса для перекачування високов'язких і агресивних рідин / Іван Коц, Віталій Петрусь // Промислова гідравліка та пневматика. – 2009. – № 3 (25). – С. 92-97.

**Коц Іван Васильович** – к.т.н, професор кафедри теплогазопостачання Вінницького національного технічного університету.

**Петрусь Віталій Володимирович** – к.т.н., старший викладач кафедри теплогазопостачання Вінницького національного технічного університету.

**Бадьора Наталя Петрівна** – аспірант кафедри теплогазопостачання Вінницького національного технічного університету.